

М 31.1773

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного
Знамени высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

ГРИНЧЕНКО ИГОРЬ ВЛАДИМИРОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ
МНОГОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ
ПО КРИВОЛИНЕЙНОЙ ТРАЕКТОРИИ

(Специальность 05.05.03- Автомобили и тракторы)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного
Знамени высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ГРИНЧЕНКО ИГОРЬ ВЛАДИМИРОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ
МНОГОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ
ПО КРИВОЛИНЕЙНОЙ ТРАЕКТОРИИ

(Специальность 05.05.03- Автомобили и тракторы)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1311773

Гринченко И.В. Исследования

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени высшем техническом училище
имени Н.Э. Баумана

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Г.А.Смирнов

Официальные оппоненты: доктор технических наук;
Аксенов П.В.
кандидат технических наук
Шуклин С.А.

Ведущее предприятие - Московский автомобильный завод
имени Лихачева.

Защита диссертации состоится "11" апреля 1977 г.
в 14³⁰ часов на заседании Ученого Совета К-33/10 по
транспортному машиностроению МВТУ имени Н.Э.Баумана
по адресу: 107005 г.Москва Б-5, 2-я Бауманская улица,
дом 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Училища.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью,
просим прислать по указанному адресу.

Автореферат разослан "___" _____ 197 г.

Ученый Секретарь Совета к.т.н. доцент Колобов Л.И.

М В Т У
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Необходимость обеспечения высокой надежности и долговечности многоприводных автомобилей, а также уменьшения времени подготовки производства, выдвинула задачу совершенствования методов расчета их узлов и деталей. Так как в реальных условиях эксплуатации транспортной машины преобладает криволинейное движение, исследования в этой области, в том числе выяснение вопросов, связанных с нагруженностью трансмиссии при упомянутом режиме, являются особенно актуальными.

Цель работы. На основе и результатов исследования нагруженности блокированной трансмиссии многоприводного автомобиля при различных режимах его криволинейного движения разработать уточненную методику расчета нагрузочных режимов трансмиссии.

Методы исследования: 1. Теоретическое исследование факторов, воздействующих на элементы трансмиссии автомобиля
2. Запись параметров, характеризующих нагруженность элементов трансмиссии исследуемого автомобиля с помощью датчиков, токосъемников и осциллографа. 3. Обработка записей на корреляторе и вручную. 4. Моделирование исследуемой трансмиссии на АВМ.
5. Вспомогательные и контрольные расчеты (выполнялись на ЭЦВМ).

Научная новизна. Впервые: записаны и исследованы крутящие моменты на элементах трансмиссии автомобиля 8х8 при сопряженных с поворотом переходных процессах (вход в поворот и выход из поворота с постоянной и переменной скоростями); рассмотрено явление дополнительной закрутки валов при повороте управляемых колес блокированного привода и его влияние на нагруженность элементов трансмиссии; рассмотрен характер автоколебаний при скольжении тормозящего колеса, а также при наличии боковых сил (при повороте автомобиля); разработана методика моделирования блокированной трансмиссии многоприводного автомобиля на АВМ, обеспечивающая возможность изучения нагрузок в трансмиссии при различных режимах движения.

Практическая ценность. На основании проведенных исследований предложен уточненный метод определения расчетных крутящих моментов для установившихся режимов, учитывающий дополнительные нагрузки и явления, возникающие при поворотах автомобиля и метод

моделирования, позволяющий определять нагрузки, возникающие при входах в поворот и выходах из поворота, а также некоторых других переходных процессах.

Апробация работы. Диссертационная работа заслушивалась на заседании кафедры К-3 МВТУ им. Н.Э.Баумана, а также заседаниях научно-технических советов конструкторско-экспериментального отдела Брянского автозавода, управления Главного конструктора КАМАЗ, а также на 33-й научно-технической конференции Брянского института транспортного машиностроения.

Объем работы - 5 глав, включающих 144 страницы текста, 65 рисунков и 10 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Состояние вопроса и задачи работы. Последовательное изучение явлений, происходящих в трансмиссии многоприводного автомобиля началось с работ академика Е.А.Чудакова и Н.И.Коротышова.

Зависимости и положения, разработанные Е.А.Чудаковым и Н.И.Корошковым стали исходными для всех последующих исследователей, занимавшихся вопросами качения колес и нагруженностью трансмиссии автомобилей.

В настоящее время определились три основных направления исследований, связанных с нагруженностью трансмиссии многоприводных машин: 1. Изучение взаимодействия колес с опорной поверхностью и разработка теории качения отдельного упругого колеса, а также колесного движителя в целом (работы В.Л.Бидермана, Н.Ф.Бочарова, С.П.Кананыхина, В.А.Петрушова, Ю.В.Пирковского, Г.Е.Безбородовой); 2. Исследование процессов, происходящих в трансмиссии и влияния конструктивной схемы трансмиссии на ее нагруженность. Этим занимались Н.А.Лужановский, А.В.Филюшкин, Л.С.Поляков, Г.А.Смирнов, П.В.Аксенов, А.А.Полунгян, С.А.Шуклин, О.П.Деликов, И.С.Цитович, И.И.Яценко, В.С.Шупляков, В.И.Рязанцев, Г.В.Петровский, В.С.Извозчиков и другие; 3. Исследование управляемости и устойчивости автомобиля при его движении по криволинейной траектории. Здесь известны работы А.Л.Литвинова, Я.Е.Фаробина, Д.А.Антонова и др.

В перечисленных работах рассмотрено влияние различных физических и конструктивных факторов на нагрузки в трансмиссии, а также разработаны основы методов расчета и моделирования трансмиссий многоприводных автомобилей. Из зарубежных исследований следует отметить работы М.А.Апертаура, Л.В.Кэртиса, Дж.Ратлофа, Х.П.Виллумеита, Н.Зейтца, И.Долла. Насколько можно судить по имеющимся публикациям, для зарубежных разработок, в отличие от отечественных, характерно почти полное отсутствие исследований нагруженности трансмиссии.

Хотя вопросам нагруженности элементов трансмиссии, а также выработке рекомендаций по выбору оптимальной схемы силовой передачи, уделяется значительное внимание, особенно в работах отечественных ученых, указанная проблема все еще не может считаться решенной полностью, так как пока ни в одной из методик определения нагрузок, действующих в трансмиссии, не учитывается влияние инерционных сил и моментов при повороте автомобиля. Не выяснено влияние динамических нагрузок и буксования колес, имеющих место при поворотах. Недостаточно исследованы переходные процессы-периоды входа в поворот и выхода из поворота.

Исходя из вышеизложенного, в настоящей работе поставлены следующие задачи:

- исследовать влияние на нагрузки в трансмиссии факторов, действующих на автомобиль при повороте;
- разработать методику моделирования нагрузок в элементах заблокированной трансмиссии многоприводного автомобиля на АВМ, пригодную для получения данных при переходных режимах движения;
- получить экспериментальные данные по нагрузкам, действующим в трансмиссии автомобиля 8х8 при поворотах в различных режимах.

Главной целью является уточнение существующей методики определения расчетных нагрузок в основных элементах трансмиссии путем учета факторов и дополнительных нагрузок, действующих при криволинейном движении.

Теоретическое исследование факторов, воздействующих на элементы трансмиссии многоприводного автомобиля при его движении по криволинейной траектории. В качестве изучаемого нагру-

жающего параметра в настоящем исследовании принят действующий на детали крутящий момент. Для удобства исследования величину крутящего момента в каждый данный момент времени рассматриваем как сумму статической и динамической составляющих.

В приведенном в работе обзоре рассмотрены специфические, действующие только при движении по криволинейной траектории, факторы. Показано, что основными по значению факторами, воздействующими на автомобиль при его движении по криволинейной траектории, являются центробежная сила и вызываемое ею изменение радиальных реакций, от которых зависят значения сил сопротивления движению, предельно возможные по сцеплению силы в площадках контакта шин с опорной поверхностью, а также радиусы качения колес и коэффициенты тангенциальной эластичности шин — параметры, непосредственно определяющие величины статических составляющих действующих в приводе колес крутящих моментов. В связи с этим произведена оценка возможных величин этих параметров, а также определены вероятный диапазон их изменения ^{и влияние} на радиусы качения и коэффициенты тангенциальной эластичности. Такой оценки в ранее выполненных работах не производилось. Показано, что при поворотах автомобиля изменение радиальных реакций и, соответственно, радиусов качения и тангенциальной эластичности колес весьма существенны.

Для выяснения степени влияния коэффициентов сопротивления уводу применительно к исследуемому автомобилю рассчитаны изменения радиусов поворота, смещения мгновенного центра поворота и углы увода при заданном изменении коэффициента сопротивления уводу K_u . Полученные значения сопоставлены с соответствующими величинами, найденными при условии постоянства коэффициентов K_u . Определен возможный диапазон изменения коэффициентов сопротивления уводу при повороте. Результаты расчетов приводят к выводу о том, что полагать коэффициенты сопротивления уводу постоянными недопустимо не только при расчетах, касающихся устойчивости исследуемого автомобиля, но и при всех других видах расчетов, где входит указанный параметр, в том числе и при определении нагрузок трансмиссии при поворотах.

Показано, что при повороте управляемых колес вокруг шкворней, в силу имеющихся наклона шкворня и развала колес их основные точки — центр колеса и точка касания колеса с опорной поверхностью проходят различные пути, и в силу этого вады

ведущих управляемых колес при блокированной трансмиссии получают дополнительную закрутку. Выведены зависимости для определения соответствующих углов закрутки и дополнительных крутящих моментов. Показано, что этими дополнительными нагрузками пренебрегать нельзя.

Буксование является одним из факторов, определяющих величину и распределение нагрузок по элементам трансмиссии при движении автомобиля. При поворотах условия для возникновения буксования создаются особенно часто, поскольку эти периоды, как правило, сопровождаются перераспределением вертикальных нагрузок по колесам, а также действием в контактных площадках шин боковых сил, значительно уменьшающих величины предельно возможных по сцеплению тяговых сил. Показано, что величина коэффициента тангенциальной эластичности с началом пробуксовки должна увеличиваться пропорционально коэффициенту буксования.

На основании анализа факторов, действующих при повороте, предложены поправки к формулам для определения статических составляющих моментов на колесах автомобиля. За основу при этом приняты зависимости, предложенные В.С. Извозчиковым и А.С. Поляковым.

Уточненные формулы имеют вид:

$$M_{ki} = a_i M_{ki}^0 + \frac{\lambda_0}{\lambda_c} [(M_{0i} + \Delta M_{si}) - M_{tr}] + \Delta M_{y.k.i} \quad (1)$$

$$M_{k1} = \left(\frac{M_{n0} + \Delta M_{s0}}{n} \right) - \frac{M_{y(2,1)}}{n} - \dots - \frac{M_{y(n-1,1)}}{n} - \frac{M_{y(n,1)}}{n} + M_{y.k.1}$$

$$M_{k2} = M_{k1} + M_{y(2,1)} + \Delta M_{y.k.2} - \Delta M_{y.k.1} \quad (2)$$

$$M_{k(n-1)} = M_{k1} + M_{y(n-1,1)} + \Delta M_{y.k.(n-1)} - \Delta M_{y.k.1}$$

$$M_{kn} = M_{k1} + M_{y(n,1)} + \Delta M_{y.k.(n)} - \Delta M_{y.k.1}$$

Здесь ΔM_{si} — составляющие крутящего момента, теряемые при буксовании (на эту величину должно быть увеличено значение подводимого к приводу крутящего момента) и $\Delta M_{y.k.i}$ — дополнительные составляющие, возникающие от поворота управляемых колес;

$$\Delta M_{sa} = \sum \Delta M_{si}.$$

Вторая часть теоретического исследования посвящена рассмотрению динамических составляющих крутящих моментов. Проведенный анализ амплитуд и частот колебаний крутящих моментов, записанных при испытаниях исследуемого автомобиля, показывает, что в общем случае динамические составляющие крутящих моментов от крутильных колес или не зависят от факторов, действующих на автомобиль при повороте, и, соответственно, от радиуса или скорости поворота. Это объясняется тем, что параметры крутильных колебаний в трансмиссии определяются главным образом жесткостями элементов, моментами инерции вращающихся деталей, массами поступательно движущихся частей, типом связи элементов данной динамической системы, а также воздействиями от неровности опорной поверхности и от работы двигателя - величин, не зависящих от сил, действующих при повороте. Исключением является случай, когда в приводе управляемых колес применяются несинхронные карданы - тогда динамические составляющие крутящих моментов зависят от углов поворота управляемых колес.

Второй тип динамических нагрузок трансмиссии представляют автоколебания, возникающие при буксовании или скольжении колес. Как показывали расчеты, при поворотах причиной, вызывающей пробуксовку колес, чаще бывают не тангенциальные, а боковые силы. Срыв колеса происходит тогда, когда к предельной величине, возможной по сцеплению, подходит суммарная сила. При этом, если упругий момент на шине не равен нулю, после срыва начнутся автоколебания. Если упругий момент равен нулю - будет происходить более или менее длительное скольжение колеса без колебаний крутящего момента.

Показано, что при наличии боковых сил амплитуды автоколебаний меньше, чем при буксовании во время прямолинейного движения.

Исследования нагруженности трансмиссии многоприводного автомобиля при движении по криволинейной траектории с помощью аналоговой электрической модели. Определение нагрузок, действующих в трансмиссии автомобиля при входе в поворот и выходе из поворота, а также при переменной скорости движения аналитическими методами весьма затруднительно. Поэтому представилось необходимым разработать, как часть общей методики расчета, метод моделирования блокированной трансмиссии, позволяющий доста-

точно быстро получать требуемые данные в этих случаях. Для проверки решений, положенных в основу разработанного метода моделирования, создана аналоговая модель трансмиссии исследуемого автомобиля. Желательность такой разработки определилась еще и тем, что созданные до сих пор модели и методики моделирования предназначены главным образом для исследования крутильных колебаний в дифференциальных трансмиссиях. Принятая после анализа возможных способов моделирования аналоговая модель основана на решении соответствующей системы дифференциальных уравнений. С целью исключения не интересующих нас в данном случае воздействий и упрощения решения задачи, предполагается, что движение автомобиля происходит по ровной поверхности; из моментов инерции приняты во внимание только приведенные к валу двигателя моменты инерции движущихся возвратно-поступательно и вращающихся частей двигателя, а также моменты инерции сцепления и колес. Из инерционных масс учтена только масса автомобиля в целом. Массы колес и масса автомобиля приняты разделенными, связь между ними осуществляется податливостью шин. Схема учитывает зазоры и проскальзывание колес.

Решение системы уравнений производилось моделирующей установкой, собранной на основе АВМ типа МНБІ. Для записи моделируемых процессов применялся осциллограф типа Н-700. Разработанная аналоговая модель является базовой. Путем подключения к ней дополнительных блоков можно при необходимости изучать влияние различных дополнительных факторов, влияющих на нагрузки в моделируемой трансмиссии, а также исследовать нагрузки, действующие в трансмиссии не только при повороте, но и при трогании, разгоне и других неустановившихся режимах.

Экспериментальное исследование нагруженности трансмиссии многоприводного автомобиля при движении по криволинейной траектории. Основной целью проводившихся испытаний натурного автомобиля явилось получение данных по нагруженности трансмиссии многоприводного автомобиля на различных режимах поворота. Собранные данные использованы для сравнения нагрузок, действующих в трансмиссии автомобиля при поворотах и прямолинейном движении, для контрольных расчетов, а также как сравнительный материал для проверки результатов, полученных на АВМ.

Режимы для заездов выбраны так, чтобы охватить максимум практически используемых при эксплуатации автомобиля скоростей и радиусов поворота.

В качестве объекта испытаний выбран четырехосный автомобиль БАЗ-135Л2, как наиболее типичный образец многоприводного автомобиля с полностью заблокированной трансмиссией.

Наибольшая нагруженность полусосевых валов исследуемого автомобиля при криволинейном движении по неподатливым опорным поверхностям наблюдается: на первой оси - у внешнего по отношению к центру поворота колеса - при выходах из поворотов с переменной скоростью; статическая составляющая крутящего момента, нагружающего колесо в период выхода из поворота увеличивается в 3 - 3,5 раза по сравнению с прямолинейным движением. Основной причиной этого является то, что при выходе из поворота с разгоном резко возрастает сила сопротивления движению вследствие воздействия продольной инерционной силы; на 2-й и 3-й осях в наибольшей степени нагружа^{ются}~~ются~~ внутренние по отношению к.ц.п. колеса при движении с относительно небольшой - 8 - 9 км/час - скоростью. Установившиеся моменты, нагружающие валы этих осей при повороте по минимальному радиусу увеличиваются - на 2-х колесах в 4 - 4,5 раза, на 3-х - 2 - 3 раза. Это объясняется увеличением при данном режиме отрицательного крутящего момента на первых колесах и переходом в тормозной режим также и 4-х колес, вследствие чего вся необходимая для движения тяговая сила приходится на 2-й и 3-е колеса;

На четвертой оси во всех случаях поворота происходит резкое изменение ("скачки") крутящего момента. Причиной этого в данном случае является главным образом характерное для автомобилей со схемой управления I-00-4 распределение и изменение боковых сил, резко меняющихся на 4-х колесах при входе в поворот и выходе из поворота как величину; так и направление, а также вызванная этим "перекладка" зазоров в приводе четвертых колес.

Полученные экспериментальные данные подтверждают результаты расчетов, выполненных на основании разработанных в настоящей работе теоретических положений и зависимостей.

Расчет нагрузочных режимов трансмиссии с учетом криволинейного движения. Недостатками наиболее часто используемого в

настоящее время метода определения расчетных крутящих моментов является, во-первых, то, что упомянутый метод имеет ограниченную применимость, поскольку разработан исключительно для расчета дифференциальной трансмиссии, характеризующейся относительно равномерным распределением крутящих моментов по элементам привода, и, во-вторых, то, что этот метод ориентирован только на прямолинейное движение и не учитывает встречающихся в практике эксплуатации автомобилей режимов с повышенной нагрузенностью трансмиссии, в том числе движения по криволинейным траекториям.

Исходя из этих соображений на основе собранных в ходе выполнения настоящей работы данных и их анализа разработаны и предлагаются уточнения методики расчета, необходимые для учета дополнительных нагрузок, действующих при поворотах. Существо предлагаемого способа состоит в разбивке коэффициентов использования автомобиля в различных дорожных условиях на части — часть, соответствующую пробегу по прямой и части, соответствующей наиболее характерным вариантам движения по криволинейным траекториям (таблица I).

Для каждой части пробега определяется соответствующий расчетный крутящий момент — в порядке, показанном на рис. I. Полученные исходные крутящие моменты корректируются, если проверка покажет наличие условий для возникновения буксования.

ВЫВОДЫ

I. При движении полноприводного автомобиля с полностью или частично заблокированной системой привода колес по криволинейным траекториям величины крутящих моментов, нагружающих элементы трансмиссии, существенно увеличиваются (в некоторых случаях в 2-4 раза). Главной причиной увеличения статических составляющих крутящих моментов при поворотах является воздействие центробежной силы инерции, вызывающей появление дополнительных сил и моментов сопротивления движению, перераспределение радиальных реакций на колесах и, как следствие, изменение параметров колесного движителя. На распределение крутящих моментов по элементам заблокированной трансмиссии, кроме схемы привода

Таблица I

Тип дороги	Коэффициенты использования автомобиля по пробегу α_i согласно принятой практике расчетов	Коэффициенты использования автомобиля по пробегу (предлагается)
1. Асфальтобетонное шоссе	$\alpha_1 = 0,15 \pm 0,25$	$\alpha_1' = 0,105 - 0,175$ (движение по прямой и с радиусами поворота) 30-40 м. $\alpha_1'' = 0,0045 - 0,0075$ (повороты с радиусами близкими к минимально возможному, движение с максимальной скоростью). $\alpha_1''' = 0,04 - 0,0675$ (все прочие повороты, на которых возможно движение с большими скоростями).
2. Сухие полевые грунтовые укатанные дороги, сульфидная и щебеночная мостовая	$\alpha_2 = 0,1 \pm 0,15$	$\alpha_2' = 0,066 - 0,1$ $\alpha_2'' = 0,004 - 0,006$ $\alpha_2''' = 0,03 - 0,045$
3. Размокшие грунтовые дороги различного состояния	$\alpha_3 = 0,5 \pm 0,7$	$\alpha_3' = 0,3 - 0,4$ $\alpha_3'' = 0,03 - 0,042$ $\alpha_3''' = 0,18 - 0,252$
4. Бездорожье	$\alpha_4 = 0,1 - 0,15$	$\alpha_4' = 0,05 - 0,075$ $\alpha_4'' = 0,008 - 0,012$ $\alpha_4''' = 0,042 - 0,063$

1. Первое приближение

Компоновочные данные и параметры, задаваемые конструктором:

$G_a, L, C_i, B, \delta, R_y, R_{ш}, z_{стат}, z_k^* = f(R_N), \lambda_k = f(R_N), D_{ш}, B_{ш}, b_{ш}, b_d, F_{к0}, C_{ш}, C_{pi}, h_b, h_{вт}, P_{кр}, h_{кр}, \text{углы установки колеса } \alpha, \beta, \gamma, f, \varphi, J_m, J_k, \text{ кинем. схема и перед. числа трансмиссии}$

Расчетный режим (задается):

v_a (const или var, при $v_a = var$ $v_a = f(t)$);

j_a (при $v_a = var$);

$\theta_i = f(t)$;

t - входа в поворот (выхода из поворота)

Параметры, вычисляемые до начала основного расчета:

$J_z, \delta_{br}, \theta_i, C_{pi}, P_{jx}, P_{\theta} = f(v_a), P_f(M_f)$ - полагая $f = const$.

Расчет:

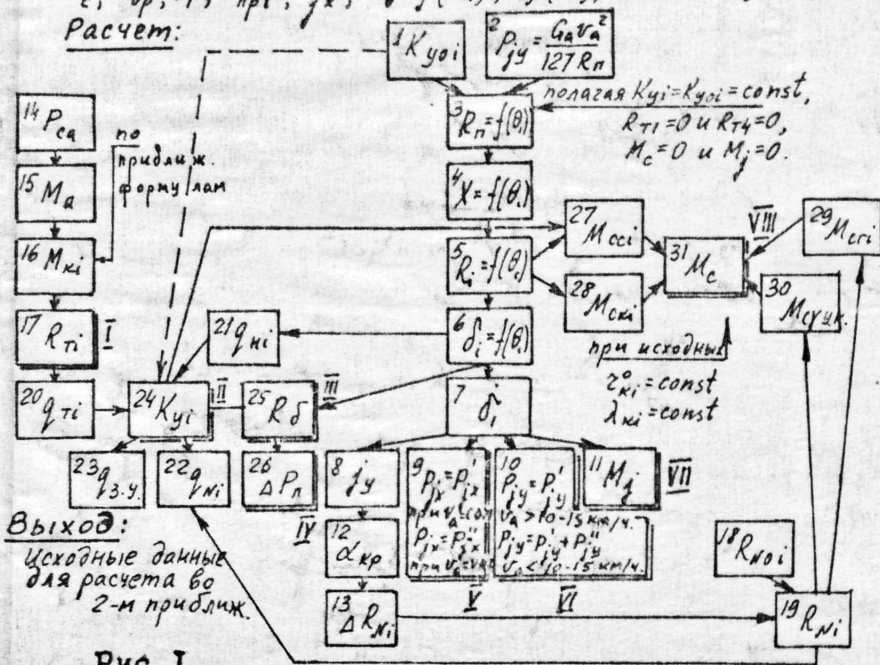
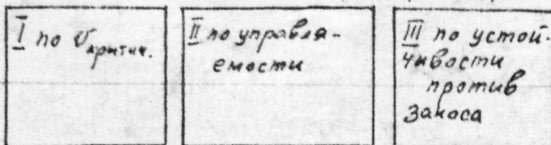


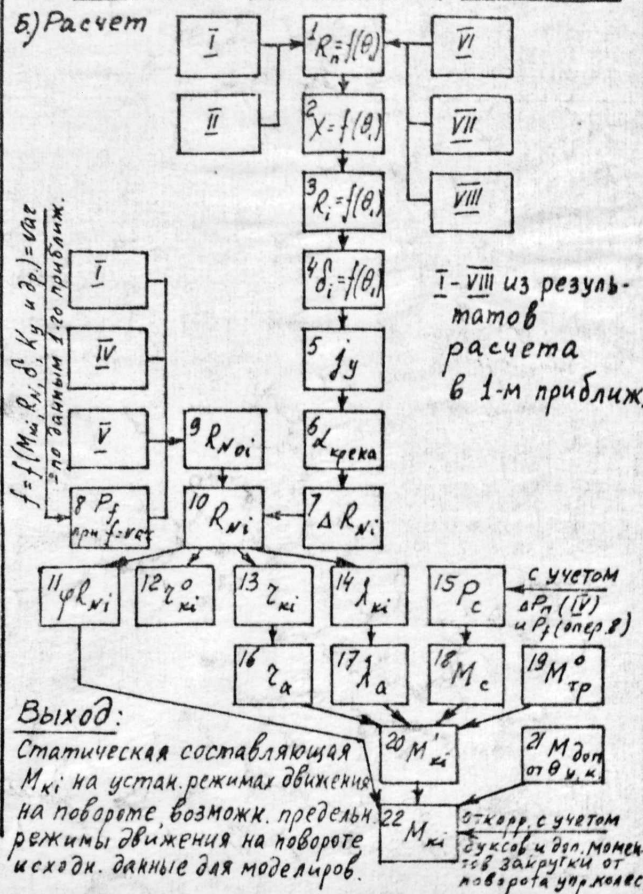
Рис. I

2. Второе приближение

А) Проверка на возможность движения при выбранных режимах



Б) Расчет



да и других факторов, существенное влияние оказывает также схема поворота (расположение управляемых колес).

2. Увеличение значений расчетных крутящих моментов на валах колес при учете дополнительных нагрузок, действующих при поворотах для полностью заблокированной трансмиссии многоприводного автомобиля типа 8х8 составляет от 8 до 15%, в зависимости от принятых вариантов условий движения.

Поскольку движение по криволинейной траектории составляет существенную часть общего пробега автомобиля, указанное увеличение нагрузок, а также влияние пробуксовки колес и дополнительной закрутки валов при повороте управляемых колес, должны учитываться при выполнении расчетов полностью или частично заблокированных трансмиссий.

3. Величины динамических составляющих крутящих моментов от факторов, действующих на автомобиль при повороте и соответственно от радиуса или скорости поворота не зависят. Исключения составляют случаи, когда вследствие уменьшения радиальных реакций или появления значительных боковых сил начинается буксование или проскальзывание колес, а также когда в приводе управляемых колес применены несинхронные карданы.

4. Колебаниями нагрузок, вызываемыми несоответствием кинематики рулевых трапеций и подвески, влиянием зазоров и деформаций в рулевом приводе, а также колебаниями в системе усилителя рулевого управления, при расчетах нагруженности трансмиссии можно пренебречь.

Материалы диссертации опубликованы в двух технических отчетах МВТУ им. Н.Э.Баумана, техническом отчете БИТМ и следующих печатных работах:

1. Гринченко И.В. Электрическая модель трансмиссии многоприводного автомобиля. Известия ВУЗов "Машиностроение", №11, 1969 г.

2. Смирнов Г.А., Деликов О.П., Рязанцев В.И., Куприянов А.А., Гринченко И.В. Нагруженность трансмиссии автомобиля с колесной формулой 8х8 при криволинейном движении. Известия ВУЗов "Машиностроение", №6 1971 г.

3. Гринченко И.В., Смирнов Г.А. К вопросу об определении основных кинематических параметров криволинейного движения многоосного автомобиля. Труды МВТУ № 116 "Вопросы автомобилестроения" вып. I, Москва 1973 г.

4. Гринченко И.В., Смирнов Г.А. Об инерционных силах, действующих на многоосный автомобиль при движении по криволинейной траектории. Известия ВУЗов "Машиностроение" № 6 1974г.